

6. HIDRAULIČNE MAŠINE

6.1 Definicija i klasifikacija

Hidrauličnim mašinama nazivaju se one tehničke naprave u kojima se obavlja transformacija mehaničke energije pokretnih delova te naprave u strujnu energiju fluida ili obrnuto.

Hidraulične mašine u kojima se energija predaje fluidu nazivaju se **radne hidraulične mašine**.

Hidraulične mašine u kojima se energija oduzima od fluida i pretvara u mehaničku energiju nazivaju se **motorne hidraulične mašine**.

Postoje i mašine koje mogu da pretvaraju hidrauličku u mehaničku energiju i obrnuto. To su **kombinovane hidraulične mašine**. Primer za ovakve mašine je reverzibilna mašina u specijanim hidroelektranama (na primer u HE “Perućac” kod Bajine Bašte). Drugi primer za ovakvu mašinu je hidroprenosnik, koji prvo obavlja pretvaranje mehaničke u strujnu, a potom strujne u mehaničku energiju.

Radne hidraulične mašine se dele na:

1. Turbomašine ili lopatične mašine,
2. Zapreminske ili klipne mašine i
3. Strujne mašine.

Kod **radnih hidrauličkih turbomašina** fluid kontinualno struji kroz mašinu a energija mu se predaju u obrtnom radnom kolu. **Radne zapreminske hidraulične mašine** karakteriše periodično (diskontinualno) kretanje fluida kroz nju. Energija se fluidu predaje pomoću klipa ili nekog drugog mašinskog dela koji se po pravilu kreće periodično. Fluid na izlaznom preseku iz ovih mašina ima promenljiv pritisak i protok (“pulsacije”). Strujne hidraulične mašine se karakterišu korišćenjem kinetičke energije nekog drugog fluida, u cilju povećanja strujne energije osnovnog fluida. Najpoznatija mašina iz ove grupe je injektor.

6.2. Radne hidraulične turbomašine

Turbomašine služe za povećanje strujne energije gasova i tečnosti. Zbog relativno malih promena pritiska u samoj mašini, čak i u slučaju gasova može se smatrati da se gustina malo menja te se sve analize za ove mašine izvode na modelu nestišljivih fluida ($\rho \approx \text{const}$). Prema vrsti fluida ove mašine dele se u dve grupe: pumpe i ventilatore. Pumpe su namenjene za tečnosti, a ventilatori za gasove.

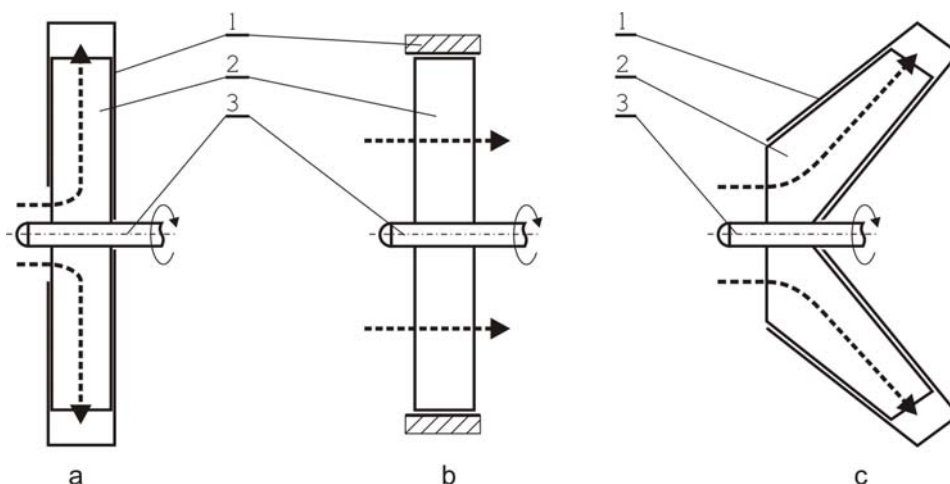
Prema pravcu strujanja fluida u samoj mašini dele se u tri grupe (sl. 6.1):

1. Radijalne ili centrifugalne,
2. Aksijalne ili osne i
3. Radiaksijalne ili dijagonalne.

Radijalne mašine karakteriše kretanje fluida od ose obrtanja ka periferiji radnog kola (sl.6.1.a). U odnosu na ostale turbomašine u ovim mašinama predaje se veća količina energije jedinici mase fluida, ali se postižu manji protoci.

Aksijalne mašine karakteriše prolaz fluida kroz radno kolo u pravcu koji je paralelan sa osom obrtanja (sl.6.1.b). Ove mašine u odnosu na ostale turbomašine postižu veće protoke, ali je predata količina energije jedinici mase fluida manja.

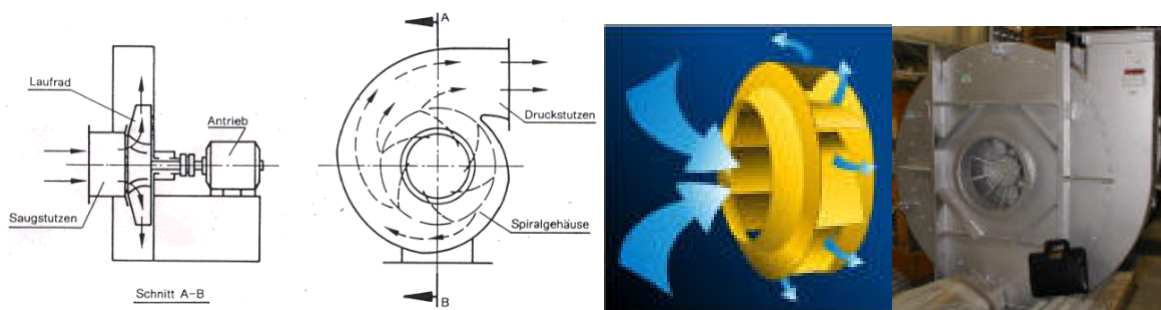
Radiaksijalne hidraulične mašine su po konstrukciji kombinacija radijalnih i aksijalnih mašina. Kod ovih mašina fluid se kreće i u pravcu ose obrtanja i radijalno u odnosu na taj pravac (sl.6.1.c).



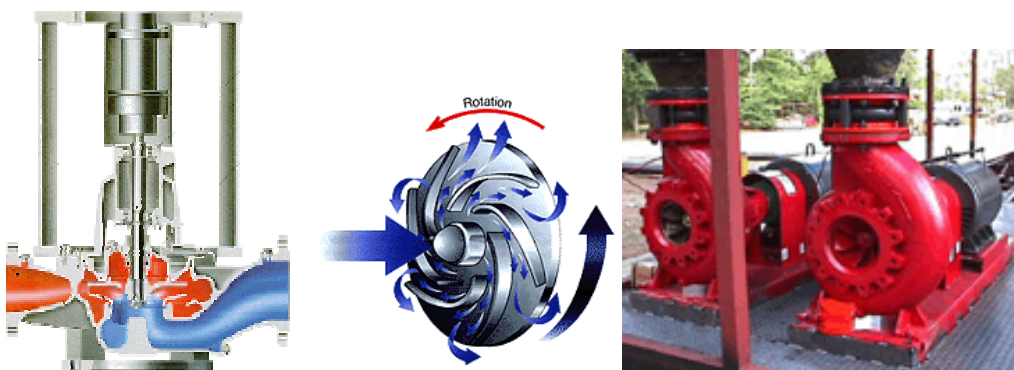
Sl. 6.1. Vrste hidrauličnih mašina (a – radijalna, b – aksijalna i c – radiaksijalna; 1 – kućište ili stator, 2 – radno kolo ili rotor i 3 – vratilo rotora)

6.2.1. Radijalne turbomašine

Primeri konstrukcionog izgleda ovih mašina daju se na slikama. Centrifugalni ventilator prikazan je na slici (sl. 6.2). Centrifugalna pumpa prikazana je na slici (sl. 6.3). Dimenzije i oblici centrifugalnih pumpi i ventilatora mogu biti veoma različiti.



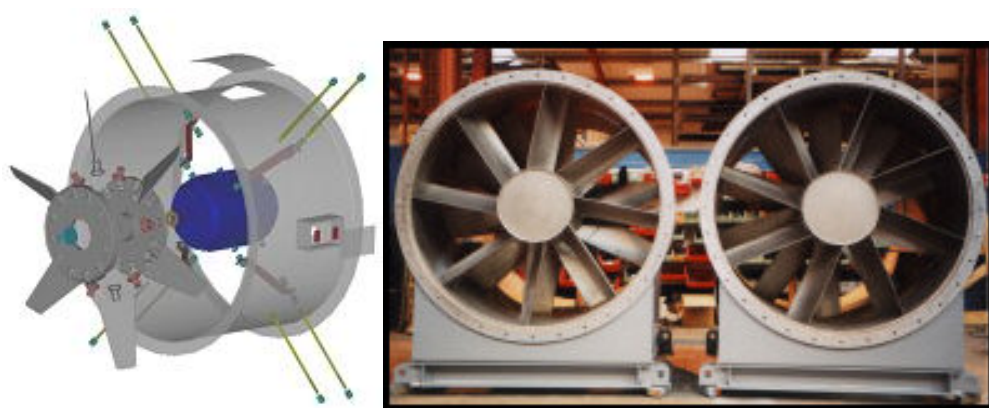
Sl. 6.2. Centrifugalni ventilator (preseci – levo, radno kolo – sredini i spoljni izgled – desno)



Sl. 6.3. Centrifugalna pumpa (presek – levo, radno kolo – sredini i spoljni izgled – desno)

6.2.2. Aksijalne mašine

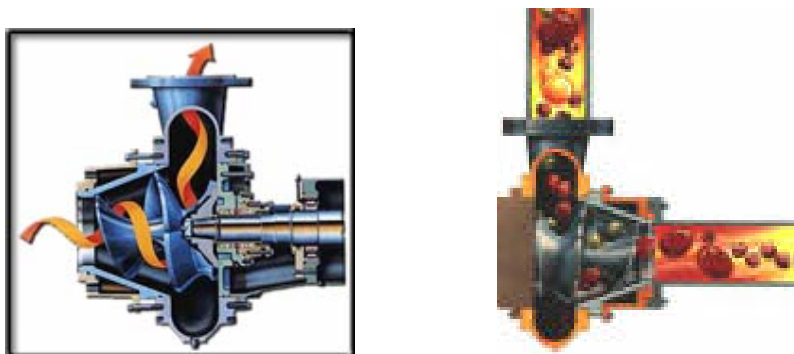
Primeri konstrukcionog izgleda ovih mašina daju se na slikama. Aksijalni ventilator prikazan je na slici (sl. 6.4). Aksijalne pumpe se veoma retko koriste. Dimenzije i oblici aksijalnih pumpi i ventilatora mogu biti veoma različiti.



Sl.6.4. Aksijalni ventilator(delovi – levo, spoljni izgled – desno)

6.2.3. Radiaksijalne mašine

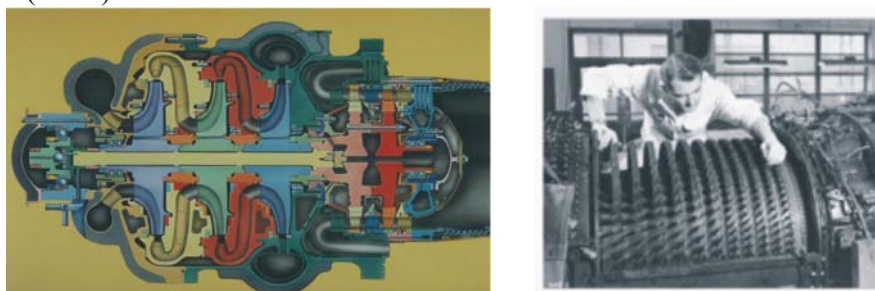
Neke od konstrukcionih izvedbi radiaksijalnih pumpi prikazane su na slici (sl. 6.5).



Sl. 6.5. Radiaksijalne pumpe (pumpa – levo, pumpa namenjena za hidraulički transport - desno)

6.2.4. Višestepene mašine

Radi povećanja hidrauličke energije koja se predaje jedinici mase fluida često se u jednoj mašini nalazi dva ili više radnih kola. Takve mašine se nazivaju višestepene mašine. Primeri takvih mašina dati su na slici (sl.6.6).



Sl. 6.6. Višestepene mašine(presek dvostepene centrifugalne pumpe – levo i višestepeni aksijalni ventilator namenjen za avionski motor – desno)

6.2.5. Osnovni radni parametri turbomašina

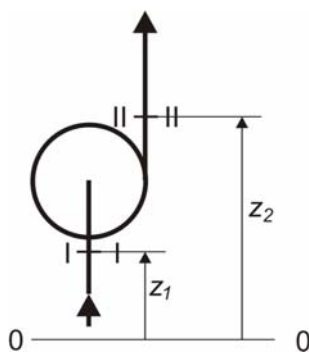
Protok se iskazuje na isti način kao kod kretanja fluida kroz cevovode. S obzirom na razmatranje nestišljivog fluida u slučaju turbomašina koristi se zapreminski protok (m^3/s).

Priraštaj energije po jedinici mase fluida - napor je parametar koji pokazuje koliko energije mašina predaje fluidu po jedinici mase. Specifična količina energije (po jedinici mase), koja je sadržana u fluidu, na ulaznom preseku u mašinu iznosi (sl. 6.7):

$$e_I = \frac{p_I}{\rho} + \frac{v_I^2}{2} + gz_I \quad (6.1)$$

a na izlaznom preseku:

$$e_{II} = \frac{p_{II}}{\rho} + \frac{v_{II}^2}{2} + gz_{II} \quad (6.2)$$



Sl.6.7. Karakteristični preseki strujanja pri određivanju napora turbomašine

Na osnovu ovoga specifični (jedinичni) rad turbomašine je:

$$Y = e_{II} - e_I = \left(\frac{p_{II}}{\rho} + \frac{v_{II}^2}{2} + gz_{II} \right) - \left(\frac{p_I}{\rho} + \frac{v_I^2}{2} + gz_I \right) \quad (6.3)$$

ili

$$Y = e_{II} - e_I = \frac{p_{II} - p_I}{\rho} + \frac{v_{II}^2 - v_I^2}{2} + g(z_{II} - z_I) \quad (6.4)$$

gde je Y (J/kg) **jedinичni rad turbomašine**. Ako se prethodno izraz podeli sa g dobija se:

$$H = \frac{Y}{g} = \frac{p_{II} - p_I}{\rho g} + \frac{v_{II}^2 - v_I^2}{2g} + (z_{II} - z_I) \quad (6.5)$$

gde je H ($\text{J/N} = \text{m}$) **napor turbomašine**. Ako se jednačina (j-6.4) pomnoži sa ρ dobija se:

$$\Delta p = \rho g H = \rho Y = p_{II} - p_I + \frac{\rho(v_{II}^2 - v_I^2)}{2} + g\rho(z_{II} - z_I) \quad (6.6)$$

gde je Δp ($\text{J/m}^3 = \text{Pa}$) **opšti napor turbomašine**.

Korisna snaga turbomašine izračunava se na osnovu izraza:

$$P = \rho g H Q = \rho Y Q = \Delta p Q \quad (\text{W}) \quad (6.7)$$

Snaga na pogonskom vratilu turbomašine P zavisi od stepena korisnog dejstva turbomašine. Stepen korisnog dejstva turbomašine izražava se:

$$\eta = \frac{P_e}{P} \quad (6.8)$$

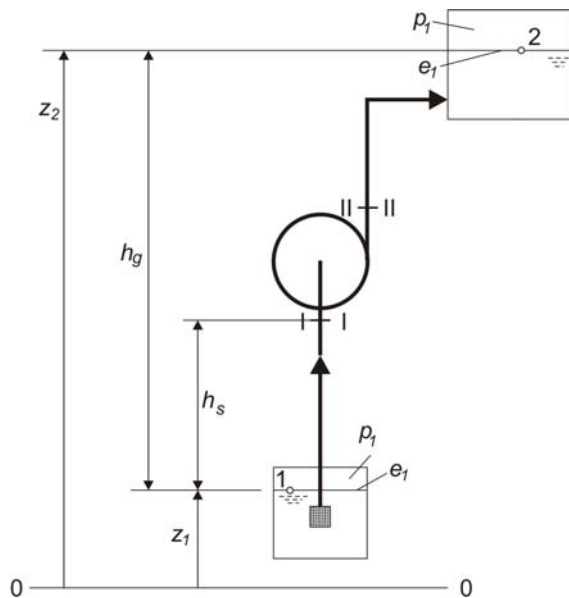
ili

$$P = \frac{\rho g H Q}{\eta} = \frac{\rho Y Q}{\eta} = \frac{\Delta p Q}{\eta} \quad (6.9)$$

gde je P_e – korisna snaga turbomašine.

6.2.6. Potreban napor

Za analizu potrebnog napora turbomašine uzet je primer pumpe koja prepumpava tečnost iz jednog u drugi rezervoar (sl.6.8).



Sl.6.8. Potreban napor

Količina fluidne energije sadržana u jedinici mase fluida na ulaznom preseku mašine je:

$$e_I = e_1 - \sum_1^I Hg \quad (6.10)$$

gde je e_I količina fluidne energije u početnoj tački strujanja, odnosno na površini donjeg rezervoara (sl. 6.8), a $\sum_1^I Hg$ gubici fluidne energije pri strujanju od tačke 1 do ulaznog preseka turbomašine I. Slična jednačina može se napisati i za potisni vod:

$$e_{II} = e_2 + \sum_{II}^2 Hg \quad (6.11)$$

Jedinični rad turbomašine iznosi:

$$Y = gH = e_{II} - e_I = e_2 - e_1 + \underbrace{\sum_1^I Hg}_{H_{gu}} + \underbrace{\sum_{II}^2 Hg}_{H_{gp}} \quad (6.12)$$

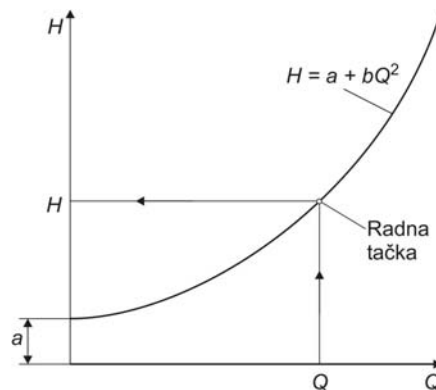
Zamenom vrednosti za specifičnu količinu fluidne energije u tačkama 1 i 2, dobija se:

$$Y = e_{II} - e_I = \underbrace{\frac{p_2 - p_1}{\rho}}_a + gh_g + \underbrace{\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}}_0 + \underbrace{H_{gu} + H_{gp}}_{bQ^2} \quad (6.13)$$

Kinetičke energije u tačkama 1 i 2 približno su jednake nuli, pa je i njihova razlika takođe jednaka nuli. Prva dva člana jednačine sa desne strane znaka jednakosti ne zavise od brzine, ali gubici fluidne energije zavise od kvadrata brzine, odnosno kvadrata protoka Q . Opšti oblik prethodne jednačine (j.6.13) glasi:

$$Y = gH = a + bQ^2 \quad (6.14)$$

Ova jednačina (j.6.14) pokazuje karakter zavisnosti potrebnog napora turbomašine od protoka. Bez obzira što je jednačina izvedena za primer sa slike (sl.6.8) ona ima opšti karakter i važi za sve slučajeve. Matematički posmatrano ovo je jednačina parabole sa odsečkom a na osi H . Grafički prikaz ove zavisnosti dat je na slici (sl. 6.9).



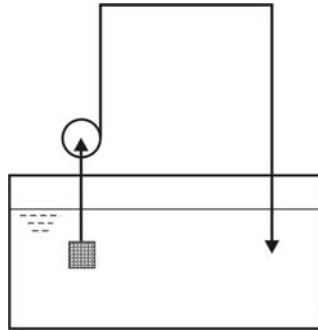
Sl. 6.9. Zavisnost potrebnog napora turbomašine od protoka

Prilikom strujanja fluida radna tačka mašine mora da bude na krivoj liniji potrebnog napora.

Ako se, na primer, razmotri jednostavniji slučaj strujanja prikazan na slici (sl. 6.10) dobija se:

$$H = \underbrace{\frac{p_2 - p_1}{\rho}}_0 + \underbrace{\rho h_g}_0 + H_{gu} + H_{gp} = H_{gu} + H_{gp} = bQ^2 \quad (6.15)$$

za koji se dobija parabola koja prolazi kroz koordinatni početak. Ovo je primer cirkulacionih pumpi. U ovom slučaju potreban napor zavisi samo od gubitaka fluidne energije pri strujanju kroz cevovod.



Sl. 6.10. Šema cirkulacione pumpe

6.2.7. Najveća dozvoljena usisna visina za pumpe

U slučaju pumpi potrebno je odgovoriti na pitanje koliko visoko pumpa može biti iznad nivoa tečnosti. Za razmatranje ovog problema koristi se slika (sl. 6.8). Ako se napiše proširena Bernulijeva jednačina za usisni deo cevovoda, od tačke 1 do preseka I, dobija se:

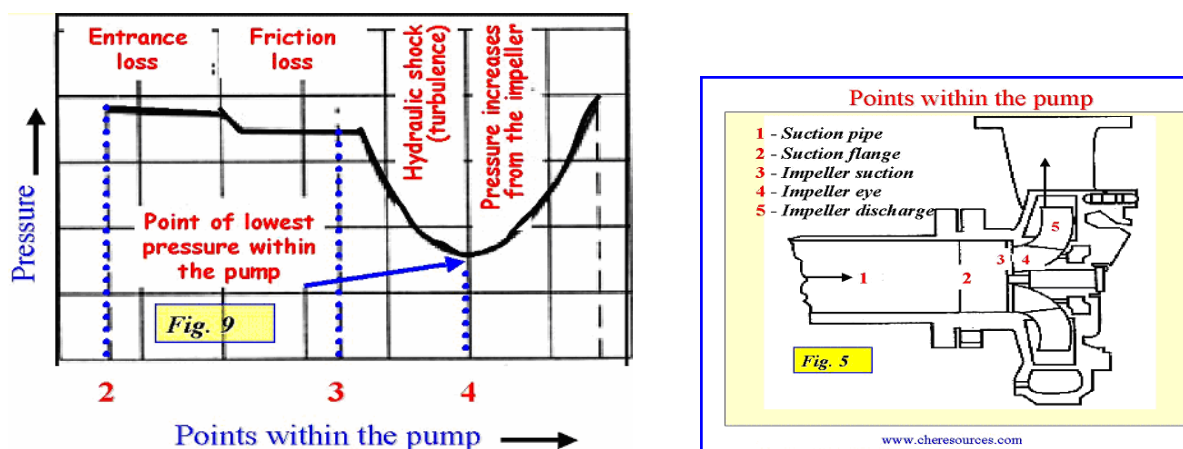
$$\frac{p_1}{\rho} + \underbrace{\frac{v_1^2}{2}}_{\approx 0} + gz_1 = \frac{p_I}{\rho} + \frac{v_I^2}{2} + g(z_1 + h_s) + H_{gu} \quad (6.16)$$

Brzina pomeranja nivoa tečnosti je $v \approx 0$. Iz prethodne jednačine se može iskazati eksplicitno visina usisnog preseka pumpe h_s :

$$h_s = \frac{p_1}{\rho g} - \left(\frac{p_I}{\rho g} + \frac{v_I^2}{2g} \right) - \frac{H_{gu}}{g} \quad (6.17)$$

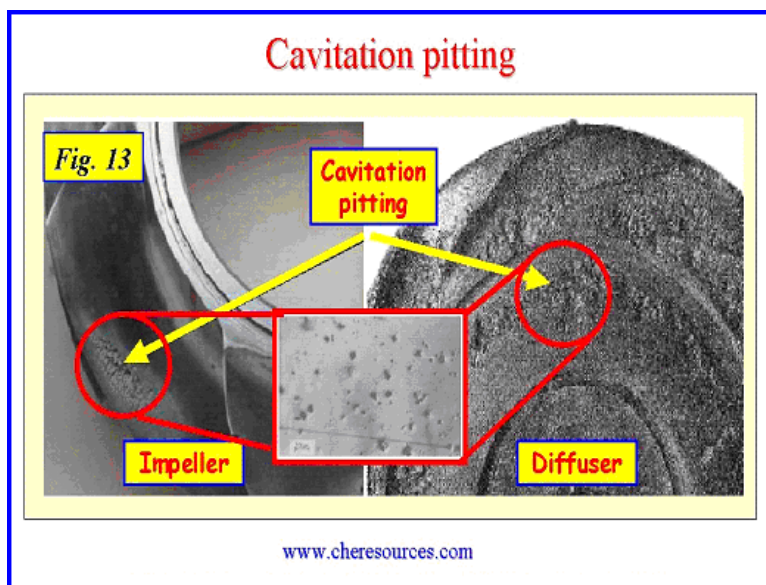
Dobijeni izraz služi da se odredi maksimalna vrednost visine usisnog preseka pumpe u odnosu na nivo tečnosti u rezervoaru iz koga se ona pumpa. Ako je u pitanju voda ($\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$), pritisak u donjem rezervoaru atmosferski (otvoren rezervoar), brzina u usisnom preseku jednaka 0 m/s (što je idealizacija), pritisak u usisnom preseku jednak 0 Pa (što je, takođe, idealizacija) i da su gubici fluidne energije H_{gu} u usisnom delu cevovoda 0 J/kg (idealizacija), dobija se da je maksimalna vrednost usisne visine $h_{max} = 10,33 \text{ m}$. Ova vrednost je, zbog učinjenih idealizacija, teorijska mogućnost. Međutim, u stvarnim uslovima brzina tečnosti u usisnom preseku ima neku određenu vrednost, gubici fluidne energije uvek postoje, a pritisak u usisnom cevovodu ne može biti jednak 0 Pa. Pritisak mora da bude veći od vrednosti ravnotežnog pritiska za temperaturu fluida koji se transportuje. U slučaju da je taj pritisak manji dolazi do isparavanja tečnosti i pojave gasnih (parnih)

mehurova. Nakon ponovnog povećanja pritiska parni mehurovi će kolapsirati (nestati) uz veoma intenzivno mehaničko dejstvo na čvrste površine pumpe. S obzirom na činjenicu da se nakon prolaska fluida kroz usisni presek pumpe pritisak i dalje samanjuje, pa o tome treba voditi računa. Na slici (sl. 6.11) je prikazana promena pritiska tečnosti pri prolasku kroz centrifugalnu pumpu. Najugroženija je tačka na samom ulazu tečnosti u radno kolo (tačka 4).



Sl. 6.11. Promena pritiska duž strujnice tečnosti kroz centrifugalnu pumpu (dijagram promene pritiska u zavisnosti od tačke duž strujanja – levo, karakteristične tačke strujanja – desno)

Na slici (sl. 6.12) prikazano je oštećenje radnog kola i difuzora (statorski usmerivači) nastalo zbog pojave kavitacije.



Sl. 6.12. Oštećenja nastala na radnom kolu i difuzoru centrifugalne pumpe zbog pojave kavitacije

Da bi se sprečila pojava kavitacije u pumpama proizvođači pumpi propisuju dozvoljenu kavitacijsku rezervu NPSH. To je količina fluidne energije za koju vrednost mora biti više energije u ulaznom preseku pumpe u odnosu na granicu pri kojoj nastaje isparavanje tečnosti. Na osnovu prethodne diskusije sledi nejednakost:

$$\frac{p_I}{\rho g} + \frac{v_I^2}{2g} \geq \frac{p_{zp}}{\rho g} + NPSH \quad (6.18)$$

gde je p_{zp} minimalni pritisak tečnosti pri kome nema isparavanja. Uzimajući u obzir jednačinu (j.6.17) i prethodnu jednačinu (j.6.18) može se izraziti najveća **dozvoljena usisna visina**:

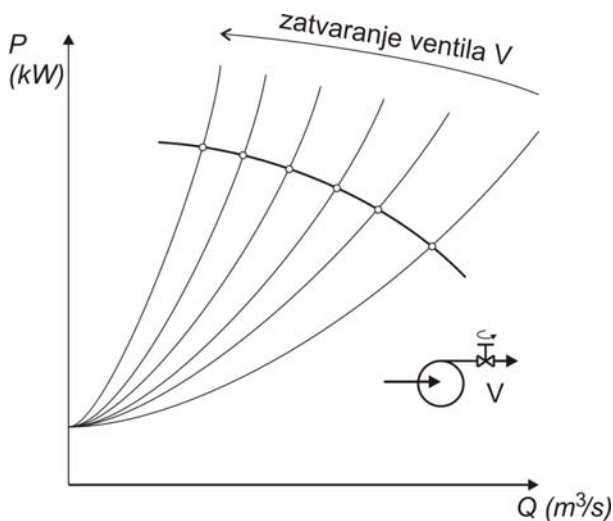
$$h_s \leq \frac{p_I}{\rho g} - \left(\frac{p_{zp}}{\rho g} + NPSH \right) - \frac{H_{gu}}{g} \quad (6.19)$$

Za pumpanje vode okolne temperature centrifugalnom pumpom iz otvorenih rezervoara ova vrednost se nalazi u granicama 2 do 6 m, a najčešće 3-4 m.

Pojava kavitacije moguća je i u drugim radnim i motornim hidrauličnim mašinama.

6.2.8. Karakteristika turbomašina

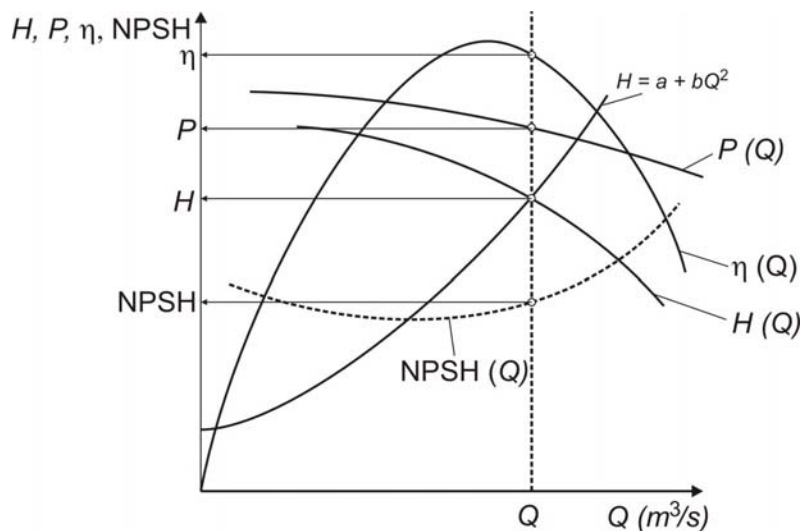
Ako se izvede ispitivanje turbomašine tako što se mere protoci i napori mašine pri zatvaranju cevnog zatvarača (na primer, ventila) dobijaju se različite karakteristike cevovoda i radne tačke mašine (sl. 6.13). Spajanjem radnih tačaka mašine dobijenih eksperimentom konstruiše se radna karakteristika mašine - Q-H kriva.



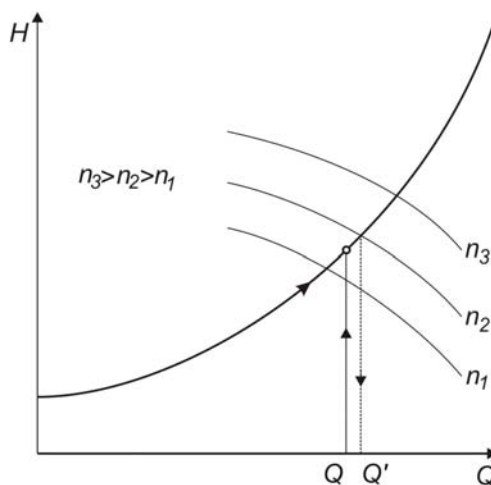
Sl. 6.13. Određivanje Q-H krive kod turbomašina

Ako se pri tome, za svaki protok, odredi potrebna snaga na pogonskom vratilu, stepen korisnog dejstva mašine i dozvoljena kavitacijska rezerva (kod pumpi), dobija se karakteristika turbomašine prikazana na slici (sl. 6.14). Ova karakteristika je "lična karta" svake turbomašine. Ona služi za izbor mašine i za određivanje svih radnih parametara mašine za konkretni slučaj strujanja.

Turbomašina se bira tako što se prvo odredi karakteristika cevovoda ($Y = gH = a + bQ^2$). Na osnovu željenog protoka i karakteristike cevovoda, na dijagramu se određuje radna tačka (sl.6.14. i 6.15). Odabire se mašina koja ima prvi veći protok od zahtevanog (sl. 6.15). U tom slučaju definiše se učestanost obratanja rotora n (o/min). Pri tome se vodi računa da stepen korisnog dejstva ima visoku vrednost. Za ovako određenu mašinu bira se adekvatan pogonski motor, koji ima veću snagu od izračunate za 15-20%.

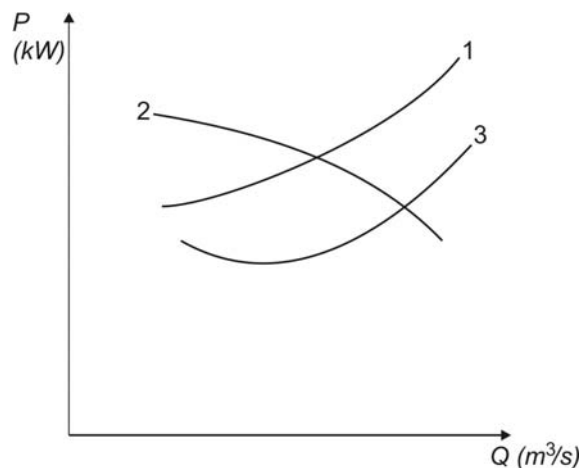


Sl.6.14. Karakteristika turbomašine



Sl.6.15. Izbor radne hidraulične turbomašine

Funkcija zavisnosti snage od protoka ima različit karakter za razne tipove turbomašina (sl.6.16). Ako se analizira aksijalna mašina može se zaključiti da će napor mašine biti manji ukoliko je protok veći. To znači da pokretanje (startovanje) mašine treba izvoditi pri otvorenom protoku (otvoreni cevni zatvarači). Kod radijalnih mašina slučaj je suprotan. Najmanja snaga za pogon potrebna je pri potpuno zatvorenom protoku. To znači da ove mašine treba pokretati pri zatvorenim cevnim zatvaračima. O prethodnim zaključcima treba voditi računa u praksi, kako bi se izbegle velike jačine električne struje pri startovanju pogonskog elektromotora. Kod radiaksijalnih mašina postoji minimum potrebne snage, na osnovu koga se određuje položaj cevnog zatvarača pri pokretanju.

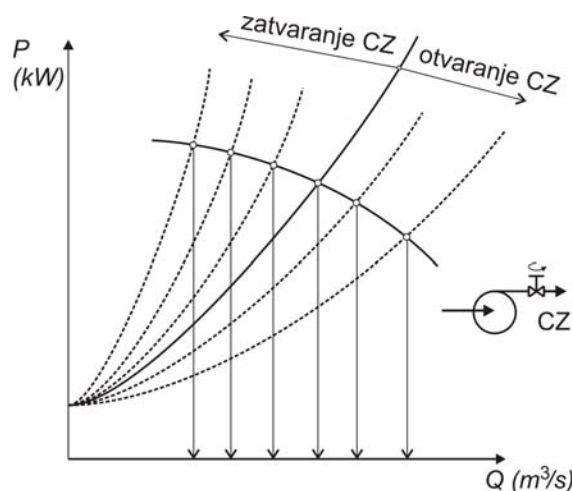


Sl. 6.16. Zavisnost potrebne snage na vratilu turbomašine od protoka fluida (1- radijalna mašina, 2 – aksijalna mašina, 3 – radiaksijalna mašina)

6.2.9. Regulisanje protoka kod turbomašina

U praksi vrlo često postoji potreba za promenom protoka kroz turbomašinu. To se može ostvariti na različite načine. Svaki od načina ima svoje prednosti i mane, pa se zbog toga u preksi susreću različiti slučajevi.

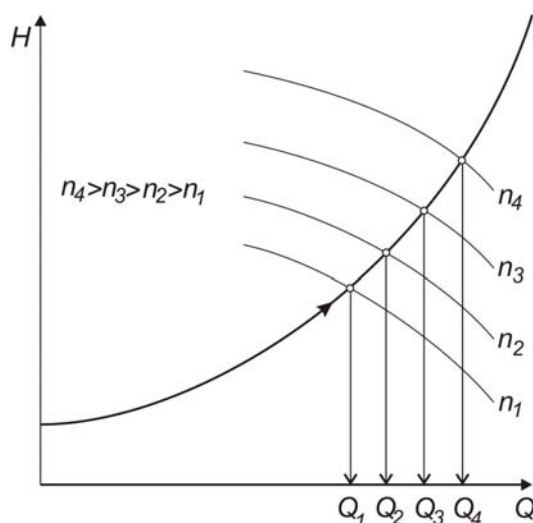
a) **Regulisanje protoka prigušivanjem pomoću cevnog zatvarača** je najjednostavniji i investiciono najjeftiniji način. U ovom slučaju na potisnom, a kod ventilatora može biti i na usisnom, vodu ugrađuje se cevni zatvarač. Pritvaranjem cevnog zatvarača povećava se njegov koeficijent otpora tako da se karakteristika cevovoda menja. Ona se menja tako što postaje strmija. Zbog promene Q-H karakteristike cevovoda menja se radna tačka, a samim tim i protok kroz mašinu (sl. 6.17).



Sl. 6.17. Regulisanje protoka kroz turbomašinu prigušivanjem pomoću cevnog zatvarača

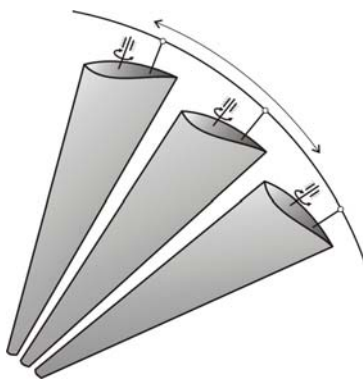
b) **Promenom učestanosti obrtanja** rotora hidraulične mašine može se menjati protok fluida kroz mašinu. U ovom slučaju Q-H karakteristika menja se kao što je pokazano na slici (sl. 6.18). Promenom broja obrtaja mašine dobijaju se nove radne tačke, odnosno promenjeni protoci. Promena broja obrtaja na mašini može se izvesti na različite načine. Klasičan način promene broja

obrataja je ugradnja varijatora. U tom slučaju promena je kontinualna. Ugradnjom stepenastog reduktora ili stepenastog multiplikatora postiže se diskontinualna promena. Savremene hidraulične turbomašine velike snage često se opremaju **frekventnim regulatorom**. Ovaj uređaj omogućava promenu frekvencije električne struje na pogonskom elektromotoru. Na ovaj način postiže se promena učestanosti obratanja n (o/min) čime se menja Q-H karakteristika mašine, a samim tim i protok fluida. Frekventni regulator menja i karakteristike rada elektromotora tako da motor pri promenjenoj frekvenciji adekvatno menja snagu, odnosno potrošnju električne energije. Na taj način postiže se energetski racionalna promena protoka kroz turbomašinu. U svim prethodnim slučajevima motor postoji neizbežni gubitak energije izazavan prigušivanjem ili neracionalnim radom elektromotora. Ugradnja frekventnog regulatora na pogonskom elektromotoru je najekonomičniji način promene protoka kod hidrauličnih turbomašina.



Sl. 6.18. Promena protoka usled promene učestanosti obrtanja rotora turbomašine

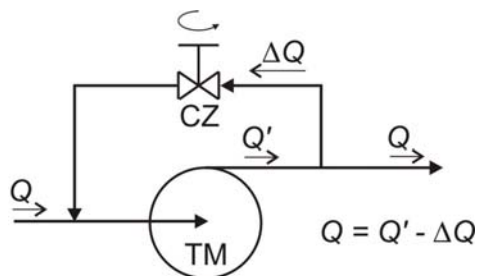
c) **Statorska regulacija protoka** je jedan od načina promene protoka. Naime u statorskom delu mašine mogu se ugraditi pretkolo ili zakolo koji imaju lopatice, kao usmerivače struje fluida. Ako se tehnički ostvari mogućnost zakretanja ovih lopatica oko svoje ose (sl. 6.19), tada se menja protok jer se menja Q-H karakteristika mašine. Ovakav način promene protoka je energetski manje racionalan od regulisanja protoka promenom učestanosti obratanja, ali je energetski racionalniji od regulisanja protoka pritvaranjem cevnog zatvarača. Ovaj način primenjen je kod nekih ventilatora na postrojenjima za sušenje poljoprivrednih proizvoda.



Sl. 6.19. Jedan od konstrukcionih principa zakretanja lopatica statora

d) **Zakretanjem lopatica radnog kola** menja se Q-H karakteristika turbomašine. Ovaj princip je, takođe, ali vrlo retko, primenjen kao način regulisanja protoka.

e) Ugradnja **baj-pasa (by pass)** turbomašine se često sreće u praksi, naročito kada su u pitanju pumpe. Naime, ugradnjom cevnog zatvarača, koji je postavljen u paralelnu vezu sa turbomašinom može se ostvariti regulisanje protoka (s. 6.20). Ovaj princip je energetski neracionalan, ali je pogodan za rukovanje, pa se primenjuje kod manjih mašina. Pritvaranjem ili otvaranjem cevnog zatvarača menja se protok kroz baj-pas, a samim tim i protoka na izlazu iz postrojenja Q .

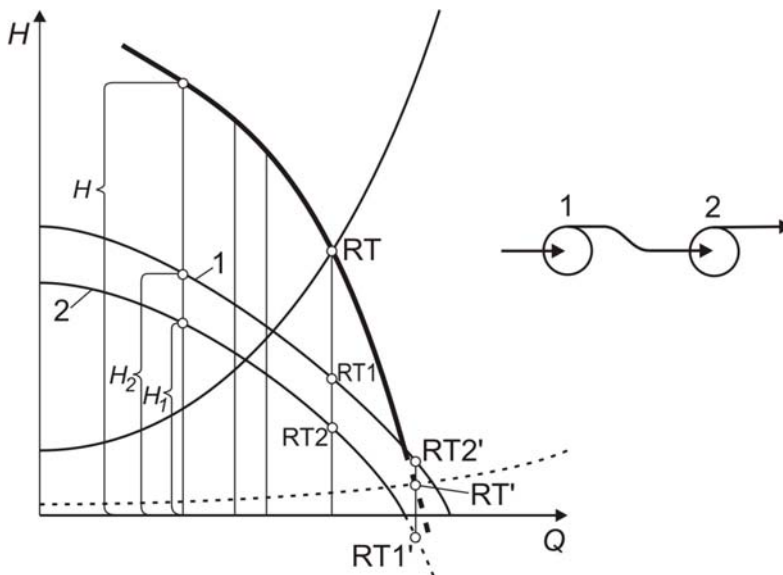


Sl. 6.20. Regulisanje protoka pomoću baj-pasa (CZ – cevni zatvarač, TM – turbomašina, Q – protok na ulazu i izlazu iz postrojenja, Q' – protok kroz turbomašinu, ΔQ – protok kroz baj-pas)

6.2.10. Zajednički rad više turbomašina

Radi povećanja protoka ili napora često se u okviru postrojenja ugrađuju dve ili više turbomašina. One mogu da rade u paralelnoj ili rednoj vezi.

a) **Redna veza turbomašina** primenjuje se kada se želi povećanje protoka. Analizira se redna veza sačinjena od dve turbomašine (sl. 6.21).



Sl. 6.21. Redna veza turbomašina (1 – prva turbomašina, 2- druga turbomašina, RT – radne tačke)

Primenom jednačine kontinuiteta za rednu vezu dobija se:

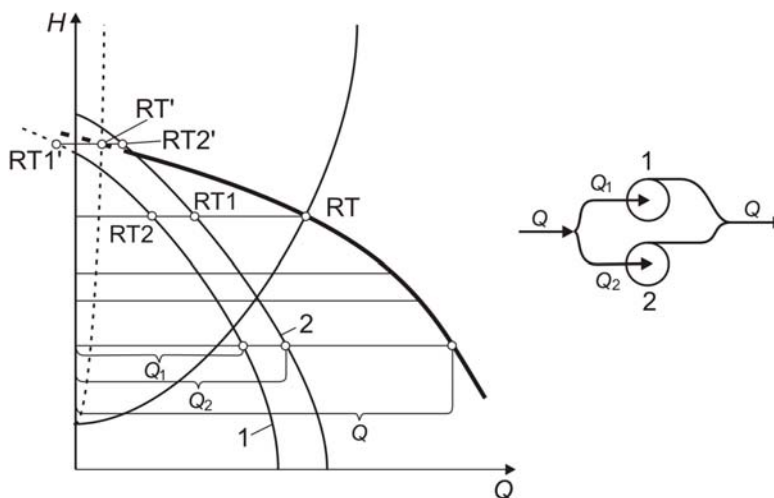
$$Q = Q_1 = Q_2 \quad (6.20)$$

Pošto su u rednoj vezi napori pumpi se sabiraju:

$$H = H_1 + H_2 \quad (6.21)$$

Na osnovu ovakve analize zbirna Q-H karakteristika grupe turbomašina može se konstruisati u Q-H dijagramu. Na osnovu poznatih Q-H karakteristika turbomašina 1 i 2 i njihovim grafičkim sabiranjem u pravcu H-ose dobija se zbirana Q-H karakteristika (zadebljana linija). U preseku Q-H karakteristike cevovoda i zbirne Q-H karakteristike turbomašina nalazi se radna tačka (RT). U ovom slučaju radna tačka prve turbomašine je RT1, a druge RT2. Ako se analizira specifični slučaj kada Q-H karakteristika cevovoda preseca zbirnu Q-H karakteristiku u domenu koji je prikazan crtkanom linijom situacija je posebna. Naime, u ovom slučaju prva mašina (1) imaće "negativni napor", što znači da će oduzimati energiju od fluida, odnosno radiće kao motorna hidraulička mašina. To nije cilj postavljanja turbomašina u rednu vezu, tako da se zaključuje da je u ovom slučaju turbomašina 1 nepotrebna, šta više njeno postojanje pogoršava rad postrojenja. Zbog mogućnosti ovakvog slučaja, pri postavljanju mašina u rednu vezu treba voditi računa da ne dođe do ovakve situacije. Mora se pažljivo analizirati zbirna Q-H karakteristika i Q-H karakteristika cevovoda na bazi poznatih karakteristika pojedinih mašina u rednoj vezi. Ako se ne znaju Q-H karakteristike pojedinih mašina samo u slučaju da su mašine identične mogu se bez bojazni postaviti u rednu vezu.

b) **Paralelna veza turbomašina** primenjuje se kada se želi povećanje napora. Analizira se paralelna veza sačinjena od dve turbomašine (sl. 6.22).



Sl. 6.21. Paralelna veza turbomašina (1 – prva turbomašina, 2- druga turbomašina, RT – radne tačke)

Primenom jednačine kontinuiteta za paralelnu vezu dobija se:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (6.20)$$

Pošto su u paralelnoj vezi napori pumpi su jednaki:

$$H = H_1 = H_2 \quad (6.21)$$

Na osnovu ovakve analize zbirna Q-H karakteristika grupe turbomašina može se konstruisati u Q-H dijagramu. Na osnovu poznatih Q-H karakteristika turbomašina 1 i 2 grafičkim sabiranjem Q-H karakteristika u pravcu Q-ose dobija se zbirna Q-H karakteristika (zadebljana linija). U preseku Q-H karakteristike cevovoda i zbirne Q-H karakteristike turbomašina nalazi se radna tačka (RT). U ovom slučaju radna tačka prve turbomašine je RT1, a druge RT2. Ako se analizira specifični slučaj kada Q-H karakteristika cevovoda preseca zbirnu Q-H karakteristiku u domenu koji je prikazan crtkanom linijom situacija je posebna. Naime, u ovom slučaju prva mašina (1) imaće "negativni protok", što znači da će fluid u mašini 2 strujati od potisa ka usisu (suprotan smer od potrebnog). To nije cilj postavljanja turbomašina u rednu vezu, tako da se zaključuje da je u ovom slučaju turbomašina 1 nepotrebna, šta više njeno postojanje pogoršava rad postrojenja. Zbog mogućnosti ovakvog slučaja, pri postavljanju mašina u paralelnu vezu treba voditi računa da ne dođe do ovakve situacije. Mora se pažljivo analizirati zbirna Q-H karakteristika i Q-H karakteristika cevovoda na bazi poznatih karakteristika pojedinih mašina u paralelnoj vezi. Ako se ne znaju Q-H karakteristike pojedinih mašina samo u slučaju da su mašine identične mogu se bez bojazni postaviti u paralelnu vezu.

6.2.11. Kontrola rada i održavanje

Kontrola rada turbomašina i njihovo održavanje je ozbiljan tehnički posao. S obzirom da od pogonske spremnosti i ispravnosti ovih mašina često zavisi rad celokupnih postrojenja, ovoj aktivnosti treba posvetiti najveću pažnju. U ovom tekstu navešće se neke od osnovnih specifičnosti kontrole rada i održavanja. Za ispravan rad mašine potrebno je strogo pridržavanje uputstava za rad koje daje proizvođač mašine, pored literature koja se specijalno bavi održavanjem.

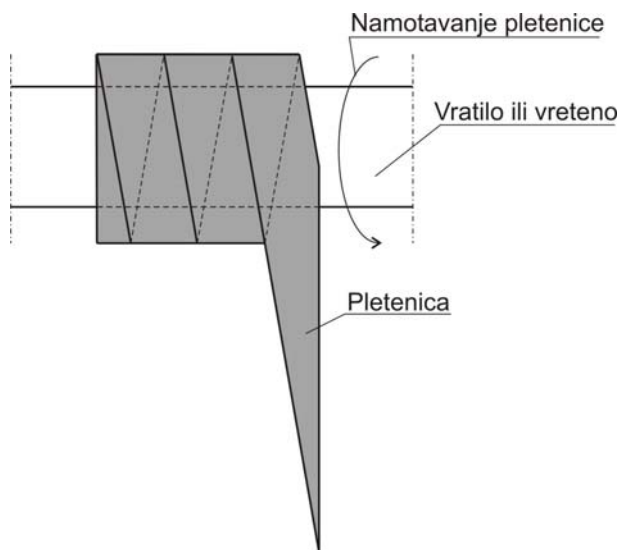
Ako se konstatuje da je protok na mašini manji nego što je uobičajeno, to je znak da treba tražiti uzrok takvog stanja. Jedan broj mogućih uzroka i njihovo otklanjanje dati su u tabeli (tab. 6.1).

Tabela 6.1. Uzroci umanjenog protoka kod turbomašina i njihovo otklanjanje

Red. br.	Uzrok	Otklanjanje
1	Suprotan smer obrtanja rotora.	Pogrešno spojen trofazni električni izvor. Potrebno je zameniti bilo koje dve faze.
2	Zaptivanje na usisnom delu mašine je loše. Pumpa prisisava nepotreban ("falš") vazduh.	Potrebno je popraviti ili zameniti zaptivanje.
3	Pojava parnih mehurova u mašini – kavitacija.	Smanjiti visinu dizanja ili na neki drugi način dovoljno povećati pritisak u ulaznom preseku mašine.
4	Pohabanost radnog kola zbog erozije.	Zameniti radno kolo.
5	Pohabanost ležajeva.	Zameniti ležajeve.
6	Proklizavanje kaiša preko kaišnika u slučaju ovakvog prenosa mehaničke energije od motora	Dotegnuti ili zameniti kaševe.
7	Prisisavanje vazduha u usisnom delu cevovoda.	Proveriti cevovod i popraviti ga.
8	Zagušena usisna rešetka ili prečistač ("filter")	Očistiti.

9	Nizak napon električne struje koji utiče na promenu Q-H karakteristike mašine	Treba zaustaviti mašinu, jer postoji mogućnost havarije zbog povećane jačine struje u motoru. Intervenirati kod elektrodistribucije.
10	Niža frekvencija električne struje – umanjena učestanost obrtanja rotora, odnosno promjenjena Q-H karakteristika.	Ako postoji frekventni regulator tada se koriguje frekvencija. U suprotnom intervenirati kod elektrodistribucije.
11	U slučaju pogona od motora SUS moguće je smanjenje učestanosti obrtanja.	Podesiti učestanost obrtanja motora SUS.
12	Naslage kamenca ili intenzivna korodiranost cevovoda utiču na promenu Q-H karakteristike cevovoda.	Očistiti ili zameniti pojedine deonice ili ceo cevovod.
13	Zagušenje u cevovodu	Očistiti cevovod.

Zaptivanja vratila pumpe ili vretena ventila ili zasuna izvode se na različite načine. Mada razvoj novih materijala i u ovoj oblasti nudi unapređenja, ipak je kod pumpi za vodu najčeće primenjeno zaptivanje pomoću azbestne pletenice. Azbestna pletenica je konopac određenog prečnika upleten od azbestnih konaca. Pletenica je kružnog poprečnog preseka, ali pri postavljanju u ležište zaptivanja ona se deformiše u kvadratni ili pravougaoni poprečni presek. Koriste se grafitizirane azbestne pletenice. Pletenica je fabrički natopljena grafitom koji je pomešan sa odgovarajućim uljem, kako bi se smanjilo trenje u radu. Ako nema grafitne pletenice može se i priručnoj radionici grafitizirati obična azbestna pletenica. To se izvodi tako što se ona premazuje rastvorom grafita u viskoznijem ulju. Pripremljena pletenica se namotava na vratilo ili vreteno na način pokazan na slici (sl. 6.23). Kao što se sa slike vidi krajevi pletenice zasecaju se ukoso kako bi pakovanje u zaptivnom ležištu bilo kompaktno. Ugao zasecanja zavisi od prečnika pletenice i prečnika vratila. Nakon postavljanja u ležište zaptivanja, ovako namotana pletenica, priteže se poklopcem. Pritezanje se obavlja vijčanom vezom. Poklopac ne sme biti ni labav ni pretežategnut. Pritezanje se obavlja sve dotle dok kroz pletenicu ima malo protoka vode. Na svake 3-4 sekunde treba da procuri jedna kap. Ako je zaptivač previše pritegnut tada je otpor trenja znatno uvećan, što dodatno opterećuje motor.



Sl. 6.23. Namotavanje zaptivne grafitizirane azbestne pletenice na vratilo pumpe ili vreteno ventila